

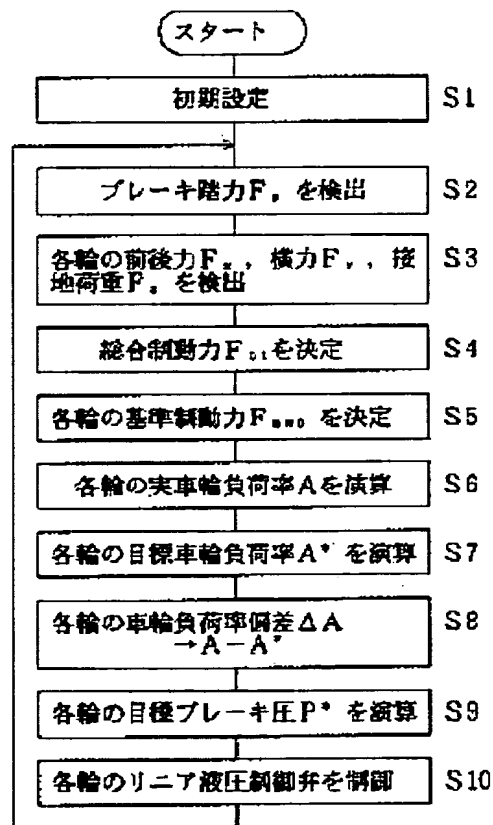
# VEHICLE CONTROL DEVICE

Patent number: JP6099796  
Publication date: 1994-04-12  
Inventor: YAMAMOTO MASANORI  
Applicant: TOYOTA MOTOR CORP  
Classification:  
- international: **B60G17/015; B60T8/00; B60T8/24; B60T8/58; G01L5/00; G01N19/02; B60G17/015; B60T8/00; B60T8/24; B60T8/58; G01L5/00; G01N19/02; (IPC1-7): B60T8/00; G01L5/00; G01N19/02**  
- european:  
Application number: JP19920273635 19920917  
Priority number(s): JP19920273635 19920917

Report a data error here

## Abstract of JP6099796

**PURPOSE:** To prevent the occurrence of control through which only a part of wheels is brought into an approximate limit state by controlling the movement state of a vehicle by taking the degree of a load, exerted on wheels during running of a vehicle, into consideration. **CONSTITUTION:** The longitudinal force  $F_x$ , the lateral force  $F_y$ , and a vertical force  $F_z$  of each wheel are detected by various sensors at S3. By dividing the resultant force of the longitudinal force  $F_x$  and the lateral force  $F_y$  by the vertical force  $F_z$ , the actual movement load factor  $A$  of each wheel is obtained at S6, and the brake pressure of each wheel is controlled at S2, S4, S5, S7-10 so that the actual movement load factors  $A$  of whole wheels are caused to coincide with each other. Since control is performed such that the actual movement load factors  $A$  of the whole wheels are caused to coincide with each other, loads exerted on the wheels are uniformly dispersed to improve the limit of a vehicle.



(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-99796

(43)公開日 平成6年(1994)4月12日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

FI

技術表示箇所

B 6 0 T 8/00

Z 7504-3H

G 0 1 L 5/00

G 8505-2F

G 0 1 N 19/02

B 2107-2J

審査請求 未請求 請求項の数1(全7頁)

(21)出願番号

特願平4-273635

(22)出願日

平成4年(1992)9月17日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 山本 真規

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

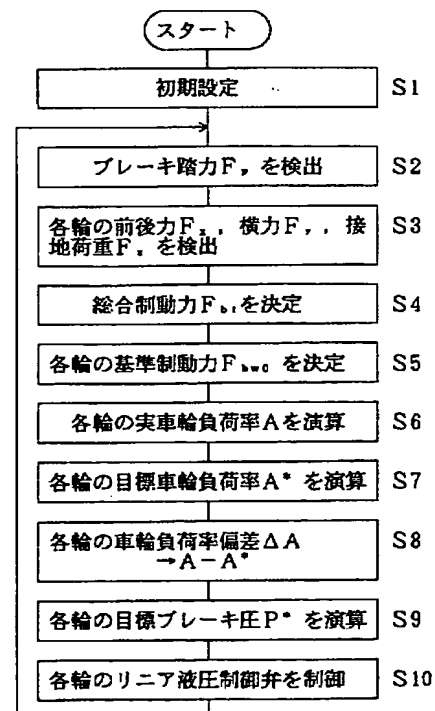
(74)代理人 弁理士 神戸 典和 (外2名)

(54)【発明の名称】 車両制御装置

(57)【要約】

【目的】 車両運動中に車輪に加えられている負荷の程度を考慮して車両の運動状態を制御することにより、一部の車輪だけが限界に近づいてしまうような制御を回避する。

【構成】 各種センサによって各輪の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ および上下力 $F_z$ をそれぞれ検出し(S3)、前後力 $F_x$ と横力 $F_y$ との合力を上下力 $F_z$ で割り算することによって各輪の実際の運動負荷率 $A$ を取得し(S6)、その実運動負荷率 $A$ が全輪間で互いに一致するように各輪のブレーキ圧を制御する(S2, 4, 5, 7~10)。各輪の実運動負荷率 $A$ が全輪間で互いに一致するように制御されるため、各輪にかかる負担が均一に分散されて車両の限界が向上する。



**【特許請求の範囲】**

**【請求項 1】** 車両の運動状態を制御する車両制御装置であって、

車輪と路面との間の実際に実際に発生している前後力と横力との合力である実摩擦力の、車輪と路面との間の実際の摩擦係数と車輪と路面との間に実際に発生している上下力との積である最大摩擦力に対する比率である車輪の摩擦力利用率を取得する車輪摩擦力利用率取得手段と、

前記前後力、横力および上下力のうちの少なくとも一つである車輪状態量を変化させる車輪状態量変化手段と、その車輪状態量変化手段を介して前記車輪摩擦力利用率取得手段により取得される車輪摩擦力利用率を制御する車輪摩擦力利用率制御手段とを含むことを特徴とする車両制御装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

**【産業上の利用分野】** 本発明は車両の運動状態を制御する車両制御装置に関するものである。

**【0002】**

**【従来の技術】** 車両制御装置は一般に、車輪と路面との間に発生する前後力、横力および上下力の少なくとも一つである車輪状態量を変化させる手段を有し、その手段を用いて車両の運動状態を制御するように構成される。この装置の一従来例は特開昭 61-229616 号公報に記載の駆動力前後配分制御装置であって、常に車体の実ヨーレイトが目標ヨーレイトに追従するように、駆動力の前後輪への配分比率を制御することによって前輪の横力と後輪の横力との関係（具体的には、ヨーイングモーメント）を制御するものである。

**【0003】**

**【発明が解決しようとする課題】** 本出願人は、上記車輪状態量を制御する際には、車輪に実際に加わっている負荷の程度、すなわち限界までの余裕度の大小を考慮することが車両の運動状態を予定通り制御するために大切であることに気が付き、さらに、その負荷の程度を表すパラメータとして、車輪と路面との間に実際に発生している前後力と横力との合力である実摩擦力の、車輪と路面との間の実際の摩擦係数と車輪と路面との間に実際に発生している上下力との積である最大摩擦力に対する比率である車輪の摩擦力利用率が有用であることにも気付いた。

**【0004】** しかし、前記公報に記載の駆動力前後配分制御装置は、各車輪に実際に加わっている負荷の程度は考慮せず、車体の実際の挙動（具体的には、実ヨーレイトと目標ヨーレイトとの関係）だけを考慮して前後配分比率を制御することによって車輪状態量として車輪の横力を制御する。そのため、この装置では、一部の車輪のみが負荷が過大となって限界に近づいてしまい、車体の挙動が予定通りに制御されない可能性がある。

**【0005】** 以上要するに、従来の車両制御装置は、その公報に記載の駆動力前後配分制御装置に代表されるように、各車輪の負荷を考慮して車輪状態量を制御するようには設計されていないため、一部の車輪について負荷が過大となって車両の運動状態が予定通りに制御されない可能性があるという問題があるのであり、本発明はこの問題を解決することを課題としてなされたものである。

**【0006】**

**【課題を解決するための手段】** この課題を解決するために本発明は、車両の運動状態を制御する車両制御装置を図 1 に示すように、(a) 車輪と路面との間に実際に発生している前後力と横力との合力である実摩擦力の、車輪と路面との間の実際の摩擦係数と車輪と路面との間に実際に発生している上下力との積である最大摩擦力に対する比率である車輪の摩擦力利用率を取得する車輪摩擦力利用率取得手段 1 と、(b) 前後力、横力および上下力の少なくとも一つである車輪状態量を変化させる車輪状態量変化手段 2 と、(c) その車輪状態量変化手段 2 を介して車輪摩擦力利用率取得手段 1 により取得される車輪摩擦力利用率を制御する車輪摩擦力利用率制御手段 3 とを含むものとしたことを特徴とする。

**【0007】** なお、ここにおける「車輪摩擦力利用率取得手段 1」は例えば、車輪の前後力および横力をセンサによりそれぞれ直接に検出してそれらの合力として車輪の実摩擦力を取得する方式とすることができる。さらに、例えば 4 輪車両について 2 輪車両モデルを想定するとともに、車輪の前後力および横力以外の車両運動状態量（例えば、車体のヨーレイト、加速度等）をセンサにより直接に検出し、それら車両運動状態量に基づき、車輪と路面との間に車両固定座標の x 軸方向と y 軸方向とにそれぞれ発生する力を計算により間接に取得してそれらの合力として車輪の実摩擦力を取得する方式とすることもできる。

**【0008】** また、ここにおける「車輪状態量変化手段 2」は例えば、車輪に加えられる駆動・制動トルクを制御して車輪の前後力を制御する方式としたり、車輪のスリップ角または前後方向スリップ率を制御して車輪の横力を制御する方式としたり、車輪のサスペンション特性を制御して車輪の上下力を制御する方式としたり、それらのうちの 2 つ以上の方式を同時に採用する方式とすることができる。なお、車輪の前後力を制御する方式は例えば、アンチロック制御、トラクション制御、制動力前後配分理想化制御（これについては実施例において詳述する）、制動力左右配分制御等と共に本発明を実施する場合に採用され、また、車輪の横力を制御する方式は例えば、後輪操舵制御、駆動・制動力前後配分制御等と共に本発明を実施する場合に採用され、また、車輪の上下力を制御する方式は例えば、サスペンション制御等と共に本発明を実施する場合に採用されるのが一般的であ

る。

【0009】また、ここにおける「車輪摩擦利用率制御手段3」は例えば、車両の全輪間で車輪摩擦利用率が互いに一致するように車輪状態量変化手段2を制御する方式とすることができる。さらに、全輪間で一定の大小関係が成立するように（例えば、4輪車両について、車輪摩擦利用率が左右前輪のうちの旋回内輪、左右後輪のうちの旋回内輪、左右前輪のうちの旋回外輪および左右後輪のうちの旋回外輪の順に大きい状態となるように）車輪状態量変化手段2を制御する方式とすることもできる。

【0010】なお、それら二つの方式のように、車輪摩擦利用率の各輪間での相対的な関係のみを考慮すれば足り、各輪ごとの絶対的な大きさまでは考慮する必要がない場合には、各車輪と路面との間の実際の摩擦係数は全車輪間で互いに一致すると仮定することにより、実摩擦力の、各車輪の実際の上下力に対する比率を各車輪の車輪摩擦利用率として代用することが可能である。つまり、本発明を実施するに当たり、必ずしも「車輪摩擦利用率取得手段1」を常に実際の摩擦係数を取得して車輪摩擦利用率を取得するものとする必要はないのである。

#### 【0011】

【作用】本発明に係る車両制御装置においては、車輪摩擦利用率取得手段1により、車輪と路面との間に実際に発生している前後力 $F_x$ と横力 $F_y$ との合力である実摩擦力（ $= (F_x^2 + F_y^2)^{1/2}$ ）の、車輪と路面との間の実際の摩擦係数 $\mu$ と車輪と路面との間に実際に発生している上下力 $F_z$ との積である最大摩擦力（ $= \mu \cdot F_z$ ）に対する比率である車輪の摩擦利用率が取得され、車輪摩擦利用率制御手段3により車輪状態量変化手段2を介して車輪摩擦利用率が制御される。すなわち、本発明装置においては、車輪の前後方向運動状態のみならず横方向運動状態をも考慮されて車輪の負荷の程度を表す車輪摩擦利用率が取得されるとともに、各車輪について個々に負荷の程度が考慮されつつ車両の運動状態が制御されるのである。

#### 【0012】

【発明の効果】このように、本発明によれば、車輪の前後方向運動状態のみならず横方向運動状態をも考慮されて車輪の負荷の程度が取得されるから、車両直進状態のみならず車両旋回状態でも車輪の負荷の程度が精度よく取得されるという効果が得られる。

【0013】さらに、本発明によれば、各車輪について個々に負荷の程度が考慮されつつ車両の運動状態が制御されるから、一部の車輪のみが限界に近づいてしまうような制御が回避されるという効果も得られる。

#### 【0014】

【実施例】以下、本発明の一実施例である制動力前後配分理想化制御型の車両制御装置を含む電気制御式ブレー

キシステムを図面に基づいて詳細に説明する。

【0015】この電気制御式ブレーキシステムは図2に示されているように、マスタシリンダ10および電気制御液圧源12が2位置弁14を介して4個の車輪FR, FL, RR, RLの各々のブレーキのホイールシリンダ20に接続されることによって構成されている。2位置弁14によりホイールシリンダ20の液圧源としてマスタシリンダ10と電気制御液圧源12とのいずれかが択一可能とされているのである。

【0016】マスタシリンダ10は2個の加圧室が互いに直列に並んだタンデム型であり、それら加圧室にブレーキペダル24のブレーキ踏力 $F_p$ に応じた高さの液圧を機械的に発生させる。そして、一方の加圧室は左右前輪FL, FRのホイールシリンダ20に接続され、他方の加圧室は左右後輪RL, RRのホイールシリンダ20に接続されている。

【0017】電気制御液圧源12は、アキュムレータ30、リザーバ32から作動液を汲み上げてアキュムレータ30に蓄えさせるポンプ34、励磁電流に比例した高さに液圧を制御するリニア液圧制御弁40等を主体として構成されており、アキュムレータ30に蓄積された高い液圧をリニア液圧制御弁40により適当な高さに減圧して出力する。リニア液圧制御弁40は、スプールに互いに逆向きに作用する磁気力と液圧とをスプール自身によってバランスさせることにより液圧の高さを磁気力に対してリニアに変化させるものである。このリニア液圧制御弁40は各ホイールシリンダ20について個々に設けられている。

【0018】前記2位置弁14も各ホイールシリンダ20について個々に設けられている。2位置弁14は、非通電状態では、マスタシリンダ10をホイールシリンダ20に連通させるとともに、リニア液圧制御弁40をホイールシリンダ20から遮断する位置にあるが、通電状態では、リニア液圧制御弁40をホイールシリンダ20に連通させるとともに、マスタシリンダ10をホイールシリンダ20から遮断する位置に切り換えられる方向切換弁である。

【0019】それらリニア液圧制御弁40および2位置弁14はコンピュータを主体とするコントローラ50の出力側に接続されており、そのコントローラ50の入力側には各種センサ等が接続されている。図3に示されているように、ブレーキ踏力 $F_p$ を検出するブレーキ踏力センサ52、各車輪に設けられてそれと路面との間に発生する前後力 $F_x$ を検出する前後力センサ54、各車輪に設けられてそれと路面との間に発生する横力 $F_y$ を検出する横力センサ56、各車輪に設けられてその上下力 $F_z$ を検出する上下力センサ58、各ホイールシリンダ20のブレーキ圧 $P$ を検出する圧力センサ60等が接続されているのである。なお、前後力センサ54、横力センサ56および上下力センサ58は例えば、特開昭5

9-223569号公報に記載されている如き6分力計として構成することができる。

【0020】コントローラ50はそのコンピュータのROMに各種プログラムを記憶させられていて、それをCPUが実行することによって予定された制御を実行するものである。具体的には、電気制御液圧源12が正常であるか否かを逐次判定し、正常である場合には、2位置弁14を通電状態として電気制御液圧源12を有効とし、各ホイールシリンダ20のブレーキ圧Pをブレーキ踏力 $F_p$ 等に基づいて電氣的に制御する。この電氣的ブレーキ圧制御については後に詳述する。これに対して、電気制御液圧源12が正常ではない場合には、コントローラ50は、2位置弁14を非通電状態としてマスタシリンダ10を有効とし、各ホイールシリンダ20のブレーキ圧がマスタシリンダ10によって機械的に制御される状態とする。

【0021】なお、電気制御液圧源12が有効とされた場合には、2位置弁14によりマスタシリンダ10からの作動液の排出、すなわちブレーキペダル24の変位が阻止されるため、ブレーキ操作感がかなり硬いものとなる。そのため、電気制御液圧源12が有効とされた場合でも、マスタシリンダ10が有効とされた場合とほぼ同じようなブレーキ操作感が得られるようにするために、図2に示されているように、マスタシリンダ10の加圧室にはノーマルクローズ型の電磁開閉弁である2位置弁70（これもコントローラ50の出力側に接続されている）を介してストロークシミュレータ72が接続されている。電気制御液圧源12が有効とされている間、2位置弁70が通電されて開状態に保たれることにより、マスタシリンダ10から排出された作動液が圧力下に蓄積され、これにより、ブレーキペダル24の変位が擬似的に実現されるのである。

【0022】前述の電氣的ブレーキ圧制御は図4にフローチャートで表されているプログラムをCPUが実行することによって実現されるが、まず、その概略を説明する。

【0023】この電氣的ブレーキ圧制御においてはまず、ブレーキ踏力 $F_p$ に応じて、4輪のブレーキ全部によって発生させるべき総合制動力 $F_{bt}$ が決定される。ブレーキ踏力 $F_p$ に合致した大きさの車体減速度を発生させるのに適当な大きさの総合制動力 $F_{bt}$ が決定されるのである。次に、その総合制動力 $F_{bt}$ が各輪に、予定された理想前後比率に従って配分されるように、各輪のブレーキによって発生させるべき基準制動力 $F_{bw0}$ が決定される。続いて、各輪の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ および上下力 $F_z$ から各輪の実車輪負荷率（これが本発明における「車輪の摩擦係数利用率」の一態様である）Aが演算され、実車輪負荷率Aの全輪間での平均値が各輪の目標車輪負荷率 $A^*$ とされる。その後、各輪において目標車輪負荷率 $A^*$ が実現されるように各輪のリニア液圧制御弁

40が制御される。要するに、各輪の実制動力 $F_{bw}$ が制御されることによって各輪の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ および上下力 $F_z$ のうちの前後力 $F_x$ が制御され、これにより各輪の実車輪負荷率Aが互いに一致するように制御され、その結果、車輪の負担が全輪間で均一になるようにされるのである。

【0024】ここで、「前後力 $F_x$ 」とは、各輪に車輪中心面に平行な方向に発生する分力を意味し、「横力 $F_y$ 」とは、各輪に車輪中心面に直角な方向に発生する分力を意味している。また、「実車輪負荷率A」は、「車輪摩擦係数利用率」の一態様であることから、本来であれば、前後力 $F_x$ と横力 $F_y$ との合力である実摩擦係数 $F_w$ を、各輪と路面との間の実際の摩擦係数 $\mu$ と上下力 $F_z$ との積である最大摩擦係数 $F_{max}$ で割り算することによって取得されるはずである。しかし、本実施例においては、各輪の実際の摩擦係数利用率が全輪間で互いに一致するように制御すれば足りるため、各輪と路面との間の実際の摩擦係数 $\mu$ は全輪間で互いに一致すると仮定して、摩擦係数 $\mu$ を無視した実車輪負荷率A、すなわち、 $F_w / F_{max}$ が用いられている。

【0025】次にこの電氣的ブレーキ圧制御を図4に基づいて具体的に説明する。

【0026】まず、ステップS1（以下、単にS1という。他のステップについても同じとする）において、初期設定が行われ、続いて、S2において、ブレーキ踏力センサ52からの出力信号に基づいてブレーキ踏力 $F_p$ が検出される。その後、S3において、前後力センサ54、横力センサ56および上下力センサ58のそれぞれからの出力信号に基づき、各輪について前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ および上下力 $F_z$ が検出される。それら検出結果はコンピュータのRAMに記憶される。

【0027】続いて、S4において、検出されたブレーキ踏力 $F_p$ に応じて総合制動力 $F_{bt}$ が決定される。具体的には、ブレーキ踏力 $F_p$ と総合制動力 $F_{bt}$ との関係（その一例が図5にグラフで表されている）が予めコンピュータのROMに記憶させられていて、その関係を用いて総合制動力 $F_{bt}$ が決定されるのである。その後、S5において、その総合制動力 $F_{bt}$ が各輪に、各輪の上下力 $F_z$ が車両総重量に占める比率に応じて配分されることにより、各輪の基準制動力 $F_{bw0}$ が演算される。すなわち、

$$F_{bw0} = (F_z / \sum F_z) \cdot F_{bt}$$

なる式を用いて各輪の基準制動力 $F_{bw0}$ が演算されるのである。ただし、この式において「 $\sum F_z$ 」は、車両総重量を意味しており、各輪共通の上下力 $F_z$ の和として取得される。

【0028】続いて、S6において、各輪について、前後力 $F_x$ と横力 $F_y$ との合力を上下力 $F_z$ で割り算することによって実車輪負荷率Aが演算される。すなわち、 $A = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} / F_z$

なる式を用いて実車輪負荷率 $A$ が演算されるのである。その後、S7において、実車輪負荷率 $A$ の全輪間での平均値が演算され、それが各輪の目標車輪負荷率 $A^*$ とされる。すなわち、

$$A^* = \Sigma A / 4$$

なる式を用いて各輪共通の目標車輪負荷率 $A^*$ が演算されるのである。ただし、この式において「 $\Sigma A$ 」は、実車輪負荷率 $A$ の全輪間での合計値を意味しており、各輪の実車輪負荷率 $A$ の和として取得される。続いて、S8において、各輪の車輪負荷率偏差 $\Delta A$ が、実車輪負荷率 $A$ から目標車輪負荷率 $A^*$ を差し引くことによって演算される。

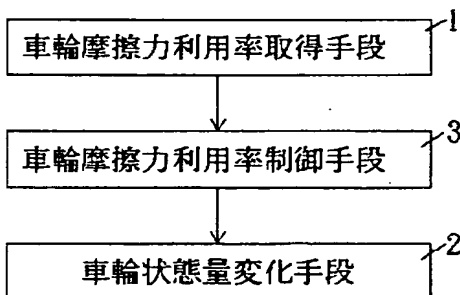
【0029】その後、S9において、各輪につき、車輪負荷率偏差 $\Delta A$ に応じて各輪制動力 $F_{bw}$ の制御量 $\Delta F_{bw}$ が演算される。それら車輪負荷率偏差 $\Delta A$ と制御量 $\Delta F_{bw}$ との関係（その一例が図6にグラフで表されている）が予めROMに記憶させられていて、それを用いて制御量 $\Delta F_{bw}$ の現在値が演算されるのである。さらに、このS9においては、各輪につき、制御量 $\Delta F_{bw}$ に対応するブレーキ圧 $P$ の制御量 $\Delta P$ が演算される。それら制

御量 $\Delta F$ と制御量 $\Delta P$ との関係が予めROMに記憶させていて、それを用いて制御量 $\Delta P$ の現在値が演算されるのである。その後、S10において、圧力センサ60により各ホイールシリンダ20のブレーキ圧が監視されつつ、その制御量 $\Delta P$ に従って各輪のリニア液圧制御弁40が制御される。続いて、S2に戻る。

【0030】したがって、本実施例においては、車両制動時には制動力前後配分ができる限り理想状態に近い状態に維持されつつ、各輪にかかる負担が均等に分散されるため、例えば4輪間でブレーキ能力（具体的には、ブレーキ圧と制動トルクとの関係）がばらつく場合でも一部の車輪のみが限界に近づいてしまうような制御が回避され、車両の制動限界が向上するという効果が得られる。

【0031】以上の説明から明らかなように、本実施例

【図1】



においては、コントローラ50のうち図4のS3および6を実行する部分が前後力センサ54、横力センサ56および上下力センサ58と共同して、本発明における「車輪摩擦力利用率取得手段1」の一態様を構成し、リニア液圧制御弁40が本発明における「車輪状態量変化手段2」の一態様を構成し、コントローラ50のうち図4のS2、4、5、7～10を実行する部分が本発明における「車輪摩擦力利用率制御手段3」の一態様を構成しているのである。

【0032】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、この他にも特許請求の範囲を逸脱することなく、当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を施した態様で本発明を実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成を概念的に示すブロック図である。

【図2】本発明の一実施例である車両制御装置を含む電気制御式ブレーキシステムを示すシステムである。

【図3】その電気制御式ブレーキシステムの電氣的な構成を示すブロック図である。

【図4】図3におけるコントローラが用いる電氣的ブレーキ圧制御のためのプログラムを示すフローチャートである。

【図5】図4のプログラムが用いるブレーキ踏力 $F_p$ と総合制動力 $F_{bt}$ との関係の一例を示すグラフである。

【図6】図4のプログラムが用いる負荷率偏差 $\Delta A$ と制御量 $\Delta F_{bw}$ との関係の一例を示すグラフである。

【符号の説明】

20 ホイールシリンダ

40 リニア液圧制御弁

50 コントローラ

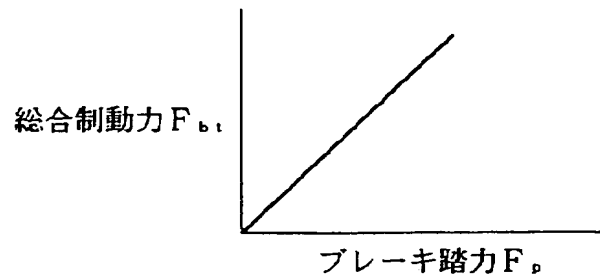
52 ブレーキ踏力センサ

54 前後力センサ

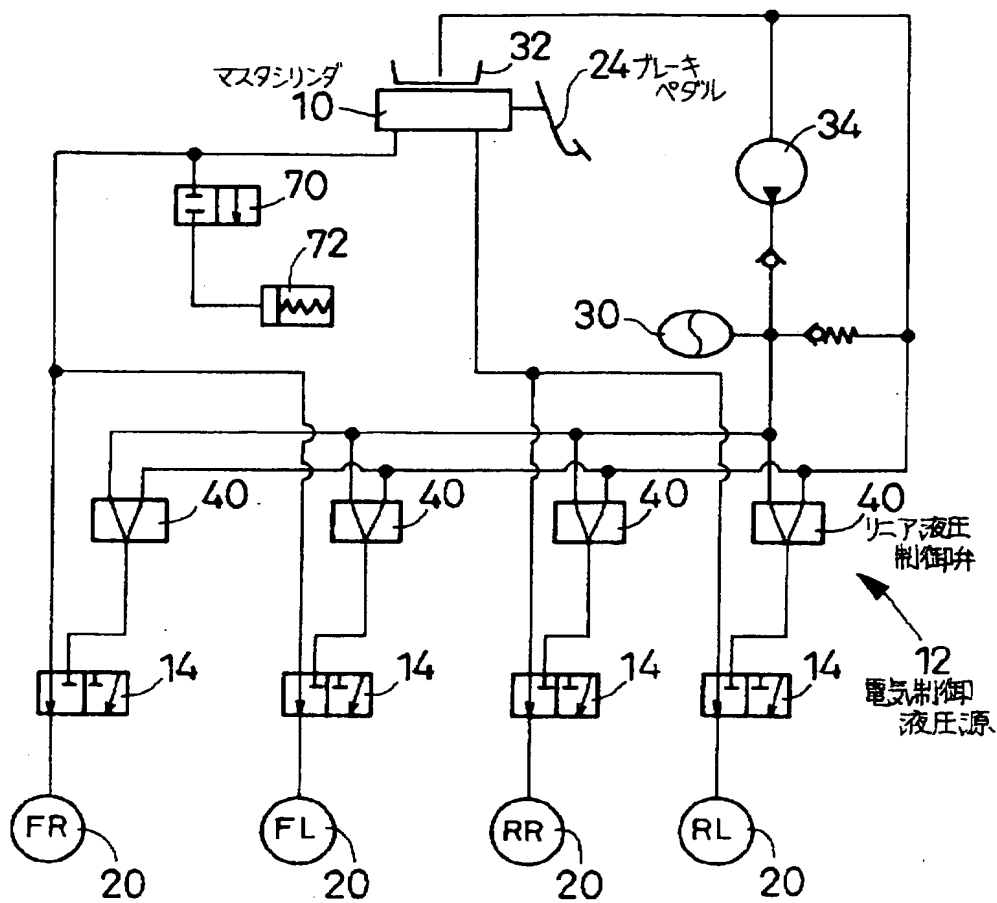
56 横力センサ

58 上下力センサ

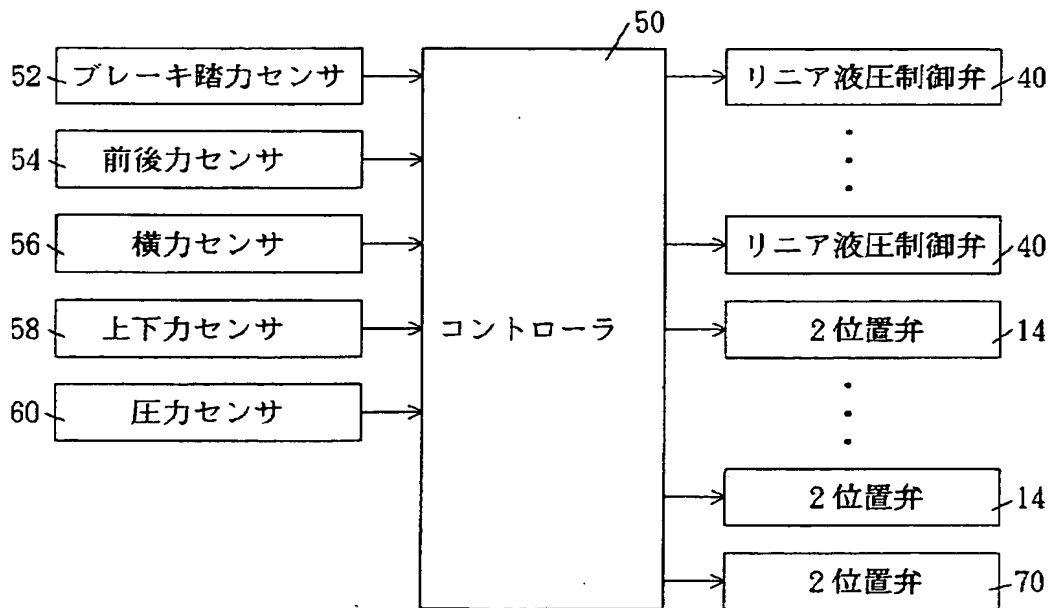
【図5】



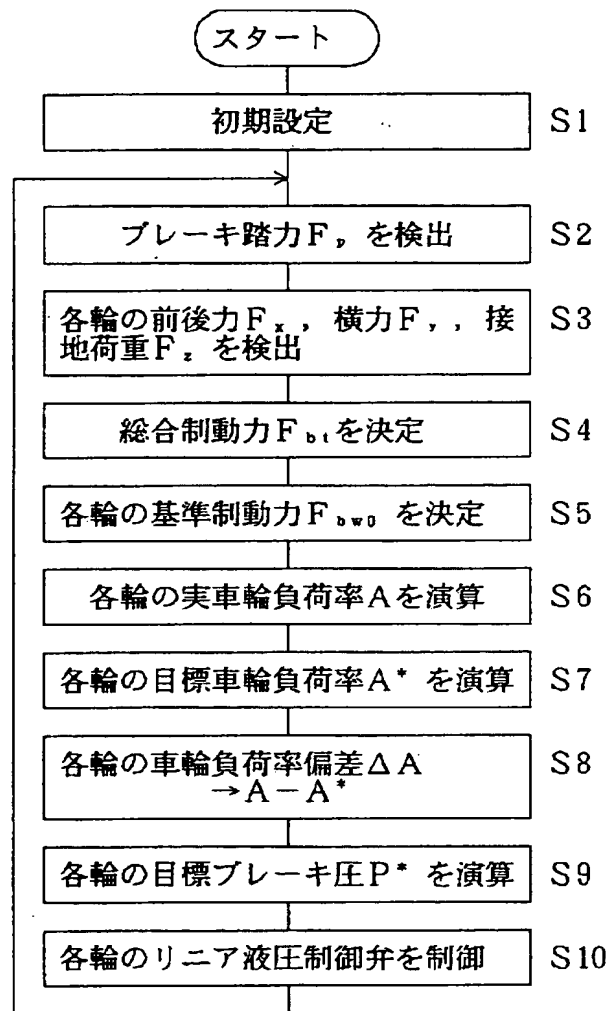
【図 2】



【図 3】



【図 4】



【図 6】

